

Vehicle dynamic characteristic control apparatus

Veröffentlichungsnr. (Sek.) ☐ US5428532
Veröffentlichungsdatum : 1995-06-27
Erfinder : YASUNO YOSHIKI (JP)
Anmelder :: NISSAN MOTOR (JP)
Veröffentlichungsnummer : ☐ DE4300255
Aktenzeichen:
(EPIDOS-INPADOC-normiert) US19920997750 19921230
Prioritätsaktenzeichen:
(EPIDOS-INPADOC-normiert) JP19920002892 19920110
Klassifikationssymbol (IPC) : B60L7/00 ; B60K41/00
Klassifikationssymbol (EC) : B60T8/00B10H, B62D7/15G
Korrespondierende Patentschriften ☐ JP5185801, ☐ JP5186162

Bibliographische Daten

An apparatus controls the steering angle of a pair of front or rear wheels and the braking forces to be applied to left and right wheels of at least one of the wheel pairs. The apparatus includes a control unit for calculating a target value for a dynamic parameter related to a motion of the vehicle based upon sensed vehicle operating conditions. The control unit calculates a target value for the steering angle of the one wheel pair and controls the steering angle to the calculated target value so as to bring the dynamic parameter to its target dynamic parameter value. An absolute value of the target or actual steering angle is calculated for comparison with a predetermined value. The control unit controls the second control unit to provide a difference between the braking forces applied to the left and right wheels of the one wheel pair so as to bring the dynamic parameter to the target dynamic parameter value only when the calculated absolute value exceeds the predetermined value.

Daten aus der esp@cenet Datenbank - - 12

THIS PAGE BLANK (USPTO)



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑳ Aktenzeichen: P 43 00 255.2
㉑ Anmeldetag: 7. 1. 93
㉒ Offenlegungstag: 15. 7. 93

B 60 T-8/603

DE 43 00 255 A 1

③0 Unipriorität: ③2 ③3 ③1
10.01.92 JP P 4-2892

⑦1 Anmelder:
Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP

⑦4 Vertreter:
Grünecker, A., Dipl.-Ing.; Kinkelday, H., Dipl.-Ing.
Dr.-Ing.; Stockmair, W., Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Ae.E. Cal
Tsch; Schumann, K., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Jakob,
P., Dipl.-Ing.; Bezold, G., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.;
Meister, W., Dipl.-Ing.; Hilgers, H., Dipl.-Ing.;
Meyer-Plath, H., Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Ehnold, A.,
Dipl.-Ing.; Schuster, T., Dipl.-Phys.; Goldbach, K.,
Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Aufenanger, M., Dipl.-Ing.;
Klitzsch, G., Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 8000 München

⑦2 Erfinder:
Yasuno, Yoshiki, Yokohama, Kanagawa, JP

⑤4 Fahrdynamik-Steuervorrichtung

⑤7 Eine Fahrdynamik-Steuervorrichtung zum Steuern des Lenkwinkels zweier Vorder- oder Hinterräder und der den linken und rechten Rädern von wenigstens einem der Radpaare zugeführten Bremskräfte enthält eine Steuereinheit zum Berechnen eines Sollwertes eines Dynamikparameters, der sich auf eine Bewegung des Fahrzeugs bezieht, auf der Grundlage ermittelter Fahrzeugbetriebszustände. Die Steuereinheit berechnet einen Sollwert für den Lenkwinkel des einen Radpaares und steuert den Lenkwinkel auf den berechneten Sollwert, um die Dynamikparameter auf seinen Sollwert zu bringen. Ein Absolutwert des Soll- oder herrschenden Lenkwinkels wird berechnet, um mit einem vorbestimmten Wert verglichen zu werden. Die Steuereinheit steuert die zweite Steuereinheit derart, daß diese eine Differenz zwischen den Bremskräften erzeugt, die den linken und rechten Rädern des genannten einen Radpaares zugeführt wird, um den Dynamikparameter auf den Dynamikparameter-Sollwert nur dann zu bringen, wenn der berechnete Absolutwert den vorbestimmten Wert übersteigt.

DE 43 00 255 A 1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Fahrdynamik-Steuervorrichtung zur Verwendung in einem Kraftfahrzeug, das zwei Vorderräder und zwei Hinterräder aufweist, und speziell auf eine Fahrdynamik-Steuervorrichtung zum Steuern der Fahrdynamik auf der Grundlage verschiedener Betriebsbedingungen des Fahrzeugs durch Steuerung des Lenkwinkels von einem der Radpaare und der Differenz der Bremskräfte, die den linken und rechten Rädern von wenigstens einem der Radpaare zugeführt sind.

Die JP-OS 22 83 555 beschreibt eine Fahrdynamik-Steuervorrichtung zum Steuern der Fahrdynamikeigenschaften auf einen Sollwert auf der Grundlage verschiedener Fahrbetriebszustände. Diese bekannte Steuervorrichtung ist dazu eingerichtet, die Fahrdynamikeigenschaften dadurch auf den Sollwert zu bringen, daß der Lenkwinkel von einem der Radpaare gesteuert wird, wenn die Gierrate oder die Querschleunigung des Fahrzeugs kleiner als ein vorbestimmter Wert ist, und durch Steuern der Bremskraftdifferenz sowie des Lenkwinkels, wenn die Gierrate oder Querschleunigung den vorbestimmten Wert übersteigt.

Ogleich die bekannte Fahrdynamik-Steuervorrichtung die Anzahl der Bremskraftdifferenzsteuervorgänge zur Verminderung des negativen Einflusses auf das Bremsverhalten herabsetzen kann, ist ihr Nutzen doch begrenzt. Da die Steuervorrichtung dazu eingerichtet ist, die Bremskraftdifferenzsteuerung durch eine Abweichung der Fahrdynamik von ihrem Sollwert einzuleiten, führt sie eine unnötige Bremskraftdifferenzsteuerung in Abhängigkeit von einer vorübergehenden großen Abweichung aus, die nur durch eine Lenkwinkelsteuerung herabgesetzt werden kann.

Eine Hauptaufgabe der Erfindung besteht daher darin, eine verbesserte Fahrdynamik-Steuervorrichtung anzugeben, die die Anzahl der Bremsregelvorgänge, die notwendig ist, um einen Fahrdynamikparameter auf einen Sollwert zu bringen, minimieren kann.

Ein weiteres Ziel der Erfindung besteht darin, eine verbesserte Fahrdynamik-Steuervorrichtung anzugeben, die den nachteiligen Einfluß auf das Bremsverhalten minimieren kann, die Lebensdauer der im Bremssystem enthaltenen Teile steigern und den Energieverlust vermindern kann.

Die Hauptaufgabe der Erfindung wird durch die im Anspruch 1 angegebenen Merkmale gelöst. Eine weitere, demselben Grundgedanken gehorchende Lösung ist Gegenstand des Anspruchs 6.

Weiterbildungen sind Gegenstand der jeweils abhängigen Ansprüche.

Die Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Zeichnungen näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Bremskraftsteuereinheit, die in einer Ausführungsform einer Fahrdynamik-Steuervorrichtung nach der Erfindung verwendet wird;

Fig. 2 eine schematische Darstellung einer Hinterradlenksteuereinheit, die in der Fahrdynamik-Steuervorrichtung nach der Erfindung verwendet wird;

Fig. 3 schematisch ein Modell eines Kraftfahrzeugs, das zwei Freiheitsgrade aufweist;

Fig. 4 ein Diagramm des Verhältnisses zwischen den Brems-, Antriebs- und Kurvenfahrkräften;

Fig. 5A und 5B zusammen ein Flußdiagramm des Programms des Digitalrechners, das dazu dient, die Sollwerte für die Fluidbrücke zu berechnen, die den linken und rechten Vorderradbremsszylindern zugeführt werden;

Fig. 6 ein Flußdiagramm des Programms des Digitalrechners, das zur Steuerung des Fluiddrucks verwendet wird, das einem der Vorderradbremsszylinder zugeführt wird;

Fig. 7 ein Zeitdiagramm zur Erläuterung des Betriebs der Fahrdynamik-Steuervorrichtung nach der Erfindung und

Fig. 8 ein Zeitdiagramm zur Erläuterung des Betriebs einer üblichen Fahrdynamik-Steuervorrichtung.

Fig. 1 zeigt schematisch eine Bremskraftregleinheit in einer Fahrdynamik-Steuervorrichtung nach der Erfindung. Die Erfindung wird in Verbindung mit einem Kraftfahrzeug erläutert, das zwei Vorderräder und zwei Hinterräder aufweist. Den Vorderrädern sind vordere Radbremszylinder 1FL und 1FR zugeordnet, während den Hinterrädern Hinterradbremsszylinder 1RL und 1RR zugeordnet sind. Eine allgemein mit 2 bezeichnete Betätigungsvorrichtung wirkt auf die Radbremszylinder 1FL, 1FR, 1LR und 1RR ein, um den betreffenden Rädern Bremskraft zuzuführen. Mit 4 ist ein Bremspedal bezeichnet, das auf die Kolben in einem Tandem-Hauptbremszylinder 5 einwirkt und Bremsfluid durch erste und zweite Leitungen 5a und 5b zur Betätigungsvorrichtung 2 führt.

Die Betätigungsvorrichtung 2 enthält Magnetventile 3FL, 3FR und 3R. Das Magnetventil 3FL hat drei Anschlüsse für Fluid, nämlich A, B und P. Der Anschluß P ist mit der ersten Leitung 5a verbunden, der Anschluß A ist mit dem Radbremszylinder 1FL verbunden und der Anschluß B ist mit der ersten Leitung 5a über eine motorgetriebene Pumpe 7F verbunden. Ein Reservoir 9F ist mit der Leitung zwischen dem Anschluß B und der Pumpe 7F verbunden. Ein Sammler 8F ist mit der Leitung zwischen der Pumpe 7F und dem Anschluß P zum Auffüllen der Fluidströmung in der Leitung verbunden. Das Magnetventil 3FL arbeitet aufgrund eines Steuerstromsignals, das ihm von einer Steuereinheit 16 zugeführt wird, und kann eine von drei Stellungen einnehmen. Die erste, in Fig. 1 dargestellte Stellung dient dazu, eine Verbindung zwischen den Anschlüssen P und A einzurichten, um den Fluiddruck zu steigern, der dem Radbremszylinder 1FL zugeführt wird. Die zweite Stellung dient dazu, die Verbindung zwischen den Anschlüssen P und A zu unterbrechen, um den Fluiddruck im Radbremszylinder 1FL auf einem konstanten Wert zu halten. Die dritte Stellung schafft eine Verbindung zwischen den Anschlüssen A und B, um den Fluiddruck im Radbremszylinder 1FL zu vermindern.

In vergleichbarer Weise hat das Magnetventil 3FR drei Anschlüsse A, B und P. Der Anschluß P ist mit der ersten Leitung 5a und außerdem mit dem Anschluß P des Magnetventils 3FL verbunden, der Anschluß A ist mit dem Radbremszylinder 1FR verbunden, und der Anschluß B ist mit dem Anschluß B des Magnetventils 3FL verbunden. Das Magnetventil 3FR arbeitet aufgrund eines Steuerstromsignals, das ihm von der Steuereinheit 6 zugeführt wird, und kann drei Stellungen einnehmen. Die erste, in Fig. 1 dargestellte Stellung dient dazu, eine Verbindung zwischen den Anschlüssen P und A herzustellen, um den Fluiddruck zu steigern, der dem Radbrems-

zylinder 1FR zugeführt wird. Die zweite Stellung unterbricht die Verbindung zwischen den Anschlüssen P und A, um den Fluiddruck im Radbremszylinder 1FR auf einem konstanten Wert zu halten. Die dritte Stellung richtet eine Verbindung zwischen den Anschlüssen A und B ein, um den Fluiddruck im Radbremszylinder 1FR zu vermindern.

Das Magnetventil 3R hat drei Anschlüsse A, B und P. Der Anschluß P ist mit der zweiten Leitung 5b verbunden, der Anschluß A ist mit den Radbremszylindern 1RL und 1RR verbunden, und der Anschluß B ist mit der zweiten Leitung 5b über eine motorgetriebene Pumpe 7R verbunden. Ein Reservoir 9R ist mit der Leitung zwischen dem Anschluß B und der Pumpe 7R verbunden. Ein Sammler 8R ist mit der Leitung zwischen der Pumpe 7R und dem Anschluß P verbunden, um die Fluidströmung in der Leitung aufzufüllen. Das Magnetventil 3R arbeitet aufgrund eines Steuerstromsignals, das ihm von der Steuereinheit 16 zugeführt wird, und kann drei Stellungen einnehmen. Die erste, in Fig. 1 dargestellte Stellung richtet eine Verbindung zwischen den Anschlüssen P und A ein, um den Fluiddruck zu steigern, der den Radbremszylindern 1RL und 1RR zugeführt wird. Die zweite Stellung unterbricht die Verbindung zwischen den Anschlüssen P und A, um den Fluiddruck in den Radbremszylindern 1RL und 1RR auf einem konstanten Wert zu halten. Die dritte Stellung richtet eine Verbindung zwischen den Anschlüssen A und B ein, um den Fluiddruck in den Radbremszylindern 1RL und 1RR zu vermindern.

Jedes der Steuerstromsignale für die entsprechenden Magnetventile 3FL, 3FR und R hat drei Pegel, die jeweils durch Berechnungen bestimmt werden, die in der Steuereinheit 16 ausgeführt werden. Diese Berechnungen erfolgen auf der Grundlage verschiedener Betriebszustände des Fahrzeugs, die im laufenden Betrieb ermittelt werden. Diese ermittelten Zustände umfassen Lenkwinkel Θ , Fahrgeschwindigkeit V_x , Bremspedalstellung, Hauptbremszylinderdruck P_{MC} , Fluiddrücke P_{FL} und P_{FR} , die den Radbremszylindern 1FL bzw. 1FR zugeführt werden, Fluiddruck P_R , der den Radbremszylindern 1RL und 1RR zugeführt wird, und Längsbeschleunigung g des Fahrzeugs. Daher sind ein Lenkwinkelsensor 11, ein Fahrgeschwindigkeitssensor 12, ein Bremsschalter 13, 14MC, 14FL, 14FR und 14R und ein Längsbeschleunigungssensor 15 mit der Steuereinheit 16 verbunden.

Der Lenkwinkelsensor 11 dient dazu, den Drehwinkel Θ eines Lenkrads 10 zu ermitteln, wobei als Bezug die neutrale Stellung des Lenkrads gilt, und er erzeugt ein elektrisches Signal, das für den ermittelten Lenkwinkel Θ kennzeichnend ist. Das den Lenkwinkel angegebende Signal hat ein Vorzeichen, das die Lenkrichtung angibt. Im dargestellten Fall hat das den Lenkwinkel angegebende Signal ein positives Vorzeichen, wenn das Lenkrad 10 aus seiner neutralen Stellung nach links gedreht wird, und ein negatives Vorzeichen, wenn das Lenkrad 10 aus der neutralen Stellung nach rechts gedreht ist. Der Fahrgeschwindigkeitssensor 12 dient dazu, die Längsgeschwindigkeit V_x des Fahrzeugs zu ermitteln, und er erzeugt ein elektrisches Signal, das für die ermittelte Fahrgeschwindigkeit V_x kennzeichnend ist. Der Bremsschalter 13 ist dem Bremspedal 4 zugeordnet und schließt zum Zwecke einer Stromzuführung von der Fahrzeugbatterie zur Steuereinheit 16 in Abhängigkeit von der Zuführung eines Bremsdrucks mit dem Fluß (wenn das Bremspedal 4 niedergetreten wird). Das Hauptbremszylinderdrucksensor 14MC ist in der ersten Leitung 5a angeordnet dargestellt, um den Fluiddruck P_{MC} zu ermitteln und er erzeugt ein elektrisches Signal, das für den Fluiddruck P_{MC} kennzeichnend ist, der vom Hauptbremszylinder 5 geliefert wird. Die Fluiddrucksensoren 14FL und 14FR sind so angeordnet, daß sie die Fluiddrücke P_{FL} und P_{FR} messen, die den betreffenden Radbremszylindern 1FL und 1FR zugeführt werden. Die Fluiddrucksensoren 14FL und 14FR erzeugen elektrische Signale, die für die ermittelten Fluiddrücke P_{FL} und P_{FR} kennzeichnend sind und liefern diese an die Steuereinheit 16. Der Fluiddrucksensor 14R ist so angeordnet, daß er den Fluiddruck P_R mißt, der den Hinterradbremszylindern 1RL und 1RR zugeführt wird. Er erzeugt ein elektrisches Signal, das für den ermittelten Fluiddruck P_R kennzeichnend ist, und liefert diesen an die Steuereinheit 16. Der Fahrzeuglängsbeschleunigungssensor 15 erzeugt ein elektrisches Signal, das für die ermittelte Längsbeschleunigung g des Fahrzeugs kennzeichnend ist, und liefert dieses an die Steuereinheit 16.

Die Steuereinheit 16 kann einen Digitalrechner mit einer Eingangsschnittstelle, einer Ausgangsschnittstelle, einer CPU und einem Speicher verwenden. Die CPU steht mit dem übrigen Rechner über einen Datenbus in Verbindung. Der Speicher enthält Programme zum Betrieb der CPU und weiterhin geeignete Daten (insbesondere ein Fahrzeugmodell), die bei der Berechnung der geeigneten Steuersignalwerte verwendet werden. Das Fahrzeugmodell kann aus Bewegungsgleichungen eines Fahrzeugs abgeleitet werden, das dem zu steuernden Fahrzeug ähnlich ist. Die berechneten Befehlssignalwerte werden durch die CPU zur Ausgangsschnittstelle übertragen, die sie in Analogsignale umwandelt, um sie den betreffenden Konstantstromkreisen vom schwimmenden Typ zuzuführen. Die Konstantstromkreise stellen die Ventile 3FL, 3FR und 3R und die Pumpen 7F und 7R entsprechend den für sie berechneten Werten ein, um eine sogenannte Drei-Kanal-ABS-Bremsregelung und Bremskraftdifferenzregelung auszuführen.

Wenn die Magnetventile 3FL und 3FR (in der ersten Stellung) ausgeschaltet sind, dann wird Fluiddruck vom Hauptbremszylinder 5 in die Vorderradbremszylinder 1FL und 1FR eingeleitet. In diesem Falle sind die beiden Fluiddrücke P_{FL} und P_{FR} gleich dem Hauptbremszylinderdruck P_{MC} . Wenn die Pumpe 7F eingeschaltet wird und eines der Magnetventile 3FL und 3FR eingeschaltet ist, dann bewegt sich das eine Magnetventil 3FL bzw. 3FR in seine zweite oder dritte Stellung, um den Fluiddruck in dem entsprechenden Radbremszylinder zu vermindern, um eine Differenz zwischen den Fluiddrücken zu erzeugen, die den Vorderradbremszylindern 1FL und 1FR zugeführt werden. Diese Differenz führt zu einer Differenz der Bremskräfte, die den linken und rechten Vorderrädern zugeführt werden.

Fig. 2 zeigt eine Hinterrad-Lenksteuereinheit, die in der Fahrdynamik-Steuervorrichtung der Erfindung verwendet wird. Den Hinterrädern 21L und 21R ist eine Hilfslenkvorrichtung 22 mit Federrückstellung in die Mitte zugeordnet, die zwei Druckkammern 22L und 22R zum Schwenken der Hinterräder 21L und 21R in Abhängigkeit von dem Fluiddruck, der auf die erste oder zweite Druckkammer 22L oder 22R wirkt, aufweist. Die Hilfslenkvorrichtung 22 schwenkt die Hinterräder 21L und 21R entgegen dem Uhrzeigersinn um einen Winkel, der proportional dem Fluiddruck ist, der in die erste Druckkammer 22L eingeleitet wird, wobei als Bezug die

Fahrzeuglängsachse dient, und schwenkt die Hinterräder 21L und 21R in Uhrzeigerrichtung um einen Winkel, der proportional des in die zweite Druckkammer 22R eingeleiteten Drucks ist, wobei als Bezug wiederum die Fahrzeuglängsachse dient. Eine Pumpe 24, die von der Maschine 23 angetrieben wird, liefert Fluid von einem Reservoir 25 über ein Abgabeventil 26, um einen Sammler 27 zu veranlassen, die Fluidströmung in einer Leitung 28 aufzufüllen.

Die Hinterradlenksteinereinheit enthält ein Steuerventil 30, das aufgrund eines Steuerstromsignals arbeitet, das ihm von der Steuereinheit 16 zugeführt ist, und es kann zwischen drei Stellungen verstellt werden. Die erste Stellung wird eingenommen, wenn das Steuerstromsignal einen ersten Pegel hat, und das Steuerventil 30 richtet dann eine Verbindung der ersten Kammer 22L der Hilfslenkvorrichtung 22 mit der Leitung 28 und eine Verbindung der zweiten Kammer 22R der Hilfslenkvorrichtung 22 mit einer Ablaßleitung 29 ein, die über ein Rückschlagventil mit dem Reservoir 25 verbunden ist. Als Folge davon schwenken die Hinterräder 21L und 21R entgegen dem Uhrzeigersinn. Die zweite, in Fig. 2 gezeigte Stellung wird eingenommen, wenn das Steuerstromsignal einen Nullpegel hat, und das Steuerventil 30 unterbricht dann die Verbindung zwischen der Hilfssteuereinrichtung 22 und den Leitungen 28 und 29, um den eingestellten Hinterradlenkwinkel festzuhalten. Die dritte Stellung wird eingenommen, wenn das Steuerstromsignal einen zweiten Pegel hat, und das Steuerventil 30 richtet eine Verbindung der ersten Druckkammer 22L mit der Ablaßleitung 29 und eine Verbindung der zweiten Druckkammer 22R mit der Leitung 28 ein. Als Folge davon schwenken die Hinterräder 21L und 21R in Uhrzeigerrichtung. Ein Hinterradlenkwinkelsensor 31 dient dazu, den Lenkwinkel δ_r der Hinterräder 21L und 21R zu ermitteln. Der Hinterradlenkwinkelsensor 31 liefert ein Rückkopplungssignal an die Steuereinheit 16, um sicherzustellen, daß der Hinterradlenkwinkel δ_r zur Einhaltung eines von der Steuereinheit 16 berechneten Zielwertes richtig ist.

Die Grundsätze der Erfindung werden unter Bezugnahme auf Fig. 3 erläutert. Es sei nun angenommen, daß das Fahrzeug zwei Freiheitsgrade hat, wobei der erste Freiheitsgrad eine Gierbewegung entsprechend einer Drehung des Fahrzeugs um seinen Schwerpunkt ergibt. Der zweite Freiheitsgrad ergibt die Querbewegung des Fahrzeugs. Die nachfolgenden Gleichungen der Gier- und Querbewegungen erhält man für einen Zeitpunkt t wie folgt:

$$I_z \cdot (d^2/dt^2)\Phi(t) = C_f \cdot L_f - C_r \cdot L_r + T_f \cdot \frac{B_{FL}(t) - B_{FR}(t)}{2} \quad (1)$$

$$M \cdot (d/dt)V_y(t) = 2(C_f + C_r) - M \cdot V_x(t) \cdot (d/dt)\Phi(t) \quad (2)$$

wobei I_z das Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs ist, $(d/dt)\Phi(t)$ die Gierrate ist, L_f die Distanz zwischen dem Schwerpunkt des Fahrzeugs und der Vorderachse ist, L_r die Distanz zwischen dem Schwerpunkt des Fahrzeugs und der Hinterachse ist, T_f die Distanz zwischen den Vorderrädern ist, $B_{FL}(t)$ die dem linken Vorderrad zugeführte Bremskraft ist, $B_{FR}(t)$ die dem rechten Vorderrad zugeführte Bremskraft ist, M das Gewicht des Fahrzeugs ist, V_y die Geschwindigkeit der Querbewegung des Fahrzeugs ist, $V_x(t)$ die Querbewegung des Fahrzeugs ist, V_x die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs ist und C_f und C_r die Kurvenfahrkräfte der Vorder- und Hinterräder sind. Die Kurvenfahrkräfte C_f und C_r werden bestimmt durch:

$$C_f = K_f \cdot \left(\frac{\Theta(t)}{N} - \frac{V_y + L_f \cdot (d/dt)\Phi(t)}{V_x(t)} \right) \quad (3)$$

$$C_r = K_r \cdot \left(\delta_r(t) - \frac{L_r \cdot (d/dt)\Phi(t)}{V_x(t)} \right) \quad (4)$$

wobei $\Theta(t)$ der Lenkwinkel ist, N das Lenkgetriebeverhältnis ist, K_f die Vorderradkurvenfahrkraft ist, K_r die Hinterradkurvenfahrkraft ist und $\delta_r(t)$ der Hinterradlenkwinkel ist.

Wenn man die Gleichungen (3) und (4) in die Gleichungen (1) und (2) einsetzt, ergibt sich

$$(d^2/dt^2)\Phi(t) = a_{11} \cdot (d/dt)\Phi(t) + a_{12} \cdot V_y(t) + b_{r1} \cdot \Theta(t) + b_{r1} \cdot \delta_r(t) + b_{p1} \cdot \Delta B_f(t) \quad (5)$$

$$(d/dt)V_y(t) = a_{21} \cdot (d/dt)\Phi(t) + a_{22} \cdot V_y(t) + b_{r2} \cdot \delta_r(t) \quad (6)$$

worin

$$\Delta B_f(t) = B_{FL}(t) - B_{FR}(t) \quad (7)$$

$$a_{11} = -2(K_f \cdot L_f \cdot L_f + K_r \cdot L_r \cdot L_r)/(I_z \cdot V_x) \quad (8)$$

$$a_{12} = -2(K_f \cdot L_f - K_r \cdot L_r)/(I_z \cdot V_x) \quad (9)$$

$$a_{21} = -2(K_f \cdot L_f - K_r \cdot L_r)/(M \cdot V_x) - V_x \quad (10)$$

$$a_{22} = -2(K_f \cdot K_r)/(M \cdot V_x) \quad (11)$$

$$b_{f1} = 2 \cdot K_f \cdot L_f / (I_z \cdot N) \quad (12)$$

$$b_{f2} = 2 \cdot K_f / (M \cdot N) \quad (13)$$

$$b_{r1} = -2 \cdot K_r \cdot L_r / I_z \quad (14)$$

$$b_{r2} = 2 \cdot k_r / M \quad (15)$$

$$b_{p1} = T_f / (2 \cdot I_z) \quad (16)$$

Fig 4 zeigt einen Reibungskreis, der dazu dient, das Konzept des Verhältnisses der Vorder- und Hinterradkurvenfahrkräfte C_f und C_r zu den Brems- und Fahrkräften anzugeben. Der Radius des Reibungskreises entspricht der maximal möglichen Reibungskraft F_o , die vom Reifen erzeugt wird. Es sei nun angenommen, daß die Kurvenfahrkraft C_f der Vorderräder proportional zum Querschlußwinkel β ist. Die maximale Kurvenfahrkraft C_{fmax} , die sich ergibt, wenn alle Reifenreibungskräfte in Querrichtung verwendet werden, ist in Bezug auf die maximal mögliche Reibungskraft F_o wie folgt definiert:

$$C_{fmax} = F_o = K_{fo} \cdot \beta_{max} \quad (17)$$

worin β_{max} der Querschlußwinkel β ist, wenn die Kurvenfahrkraft C_f den Maximalwert C_{fmax} hat und K_{fo} die Kurvenfahrkraft der Vorderräder ohne Bremseneinsatz ist. Wenn das Trägheitsmoment der Räder vernachlässigt wird, dann ist der Radzylinderdruck $PLKFO$, der sich ergibt, wenn die gesamte Reifenbremskraft als die Bremskraft verwendet wird, im Verhältnis zur maximal möglichen Bremskraft F_o wie folgt definiert.

$$F_o = K_p \cdot PLKFO \quad (18)$$

worin $K_p = 2 \cdot \mu_p \cdot A_p \cdot r_p / R$, μ_p der Reibungskoeffizient zwischen Bremsklotz und Bremsscheibe ist, A_p die Fläche des Radbremszylinders ist, r_p der wirksame Radius der Bremsscheibe ist und R der Reifenradius ist.

Der Reibungskreisradius F , der Radzylinderbremsdruck $PLKF$ und die Kurvenfahrkraft K_{f2} , die sämtlich während einer Bremsenbetätigung erzeugt werden, werden aus den bekannten vier Werten F_o , K_o , K_p und $PLKFO$ berechnet. Wenn eine Bremskraft auf das Fahrzeug einwirkt, ergibt sich eine Lastverschiebung an den Vorderrädern. Die stetige Lastverschiebungsgröße ΔM für ein Rad ist gegeben durch:

$$\Delta M = M \cdot h \cdot g / (L \cdot 2) \quad (19)$$

wobei M das Gewicht des Fahrzeugs ist, j die Höhe des Schwerpunkts des Fahrzeugs ist, L die Radbasis ist und g die Beschleunigung des Fahrzeugs ist.

Es sei angenommen, daß der Straßenzustand konstant ist. Der Reibungskreisradius F ist dann direkt proportional zur Last des Rades auf den Boden (nachfolgend Radlast genannt). Wenn die Lastverschiebung, wie durch die Gleichung (19) angegeben, auftritt, dann ist F gegeben als:

$$F = F_o \cdot (1 + \Delta M / M_{fo}) \quad (20)$$

worin M_{fo} die Vorderradlast für ein Rad ist, wenn sich das Fahrzeug in Ruhe befindet, wobei M_{fo} gegeben ist als:

$$M_{fo} = M \cdot L_r / (L \cdot 2) \quad (21)$$

Wenn der Wert β_{max} ohne Rücksicht auf die Radlast konstant ist, dann ist die Kurvenfahrkraft direkt proportional der Radlast. Die Kurvenfahrkraft K_{f1} , die man während einer Lastverschiebung erhält, ist daher gegeben als:

$$K_{f1} = K_{fo} \cdot (1 + \Delta M / M_{fo}) \quad (22)$$

In gleicher Weise ist der Wert $PLKF$ gegeben als:

$$PLKF = PLKFO \cdot (1 + \Delta M / M_{fo}) \quad (23)$$

Wenn eine Bremskraft B_f zugeführt wird, dann nimmt die Kurvenfahrkraft C_f , die vom Reifen erzeugt wird, ab, und der Wert C_{fmax} ändert sich wie folgt:

$$C_{fmax} = (F^2 - B_f^2)^{1/2} = K_{fo} \cdot (1 + \Delta M / M_{fo}) \cdot [1 - (B_f / F)^2]^{1/2} \cdot \beta_{max} \quad (24)$$

Der Wert K_{f2} ist daher gegeben als

$$K_{f2} = K_{fo} \cdot (1 + \Delta M / M_{fo}) \cdot [1 - (B_f / F)^2]^{1/2} \quad (25)$$

Wenn angenommen wird, daß $A_v(K_{f2})$ der Mittelwert der linken und rechten Radkurvenfahrkräfte K_{f2} ist,

dann können die Bremskräfte B_{FL} und B_{FR} dazu verwendet werden, den Mittelwert wie folgt zu berechnen:

$$Av(K_{f2}) = K_{f0}/2 \cdot (1 + \Delta M/M_{f0}) \cdot [(1 - (B_{FR}/F)^2)^{1/2} + (1 - (B_{FL}/F)^2)^{1/2}] \quad (26)$$

Setzt man die Gleichungen (17) und (19) in die Gleichung (26) ein, dann wird der Mittelwert $Av(K_{f2})$ durch eine Funktion der linken und rechten Radbremszylinderdrücke P_{FR} und P_{FL} wie folgt dargestellt:

$$Av(K_{f2}) = K_{f0}/2 \cdot [(1 + \Delta M/M_{f0})^2 - (P_{FR}/P_{LKf0})^2]^{1/2} + [(1 + \Delta M/M_{f0})^2 - (P_{FL}/P_{LKf0})^2]^{1/2} \quad (27)$$

In gleicher Weise wird die Kurvenfahrkraft K_{r2} bei Zuführung des Radzylinderbremsdrucks P_{RR} zu den Hinterrädern wie folgt angegeben:

$$K_{r2} = K_{r0} \cdot [(1 - \Delta M/M_{r0})^2 - (P_{RR}/P_{LKr0})^2]^{1/2} \quad (28)$$

worin M_{r0} die Hinterradlast ist, wenn sich das Fahrzeug in Ruhe befindet, P_{LKr0} der Radbremszylinderdruck ist, wenn die maximale Bremskraft bei der Hinterradlast M_{r0} auftritt und K_{r0} die Kurvenfahrkraft ohne Bremsenbetätigung ist.

Unter Verwendung eines Differentialoperators S können die Gleichungen (5) und (6) modifiziert werden, um die erzeugte Gierrate $(d/dt)\Phi_1$ im Verhältnis zum Lenkwinkel $\Theta(t)$ anzugeben:

$$(d/dt)\Phi_1(t) = \frac{b_{f1} \cdot S + (a_{12} \cdot b_{f2} - a_{22} \cdot b_{f1})}{S^2 - (a_{11} + a_{22})S + (a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21})} \Theta(t)$$

$$= X(S) \cdot \Theta(t) \quad (29)$$

In gleicher Weise ist das Verhältnis der erzeugten Querbewegung $V_{y1}(t)$ zum Lenkwinkel $\Theta(t)$ angegeben durch:

$$V_{y1}(t) = \frac{b_{f2} \cdot S + (a_{21} \cdot b_{f1} - a_{11} \cdot b_{f2})}{S^2 - (a_{11} + a_{22})S + (a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21})} \Theta(t)$$

$$= Y(S) \cdot \Theta(t) \quad (30)$$

$X(S)$ und $Y(S)$ sind die Übertragungsfunktionen in Form einer Gleichung ersten Grades im Verhältnis zu einer Gleichung zweiten Grades. Es geht aus den Gleichungen (29) und (30) hervor, daß die Tendenz der erzeugten Gierrate $(d/dt)\Phi_1(t)$ und der Querbewegung $V_{y1}(t)$ in Bezug zum Lenkwinkel $\Theta(t)$ zu schwanken, zunimmt, so daß das Fahrzeugverhalten schlechter wird, wenn die Fahrgeschwindigkeit V_x zunimmt. Es ist vorgeschlagen worden, den Hinterradlenkwinkel derart zu beeinflussen, daß die erzeugte Gierrate gut mit einer Sollgierrate $(d/dt)\Phi_r(t)$ übereinstimmt. Es sei nun angenommen, daß diese Sollgierrate eine Verzögerung erster Ordnung gegenüber jeglicher Unter- und Überschwung bezüglich des Lenkwinkels $\Theta(t)$ hat und ihr stetiger Wert gleich dem für normale Fahrzeuge bei fehlender Bremsbetätigung ist. Die Sollgierrate ist dann gegeben durch:

$$(d/dt)\Phi_r(t) = H_0 \cdot \Theta(t)/(1 + \tau_1 \cdot S) \quad (31)$$

worin H_0 die stetige Gierratenverstärkung ist, die man bei Fehlen einer Bremsbetätigung erhält. Sie ist gegeben durch:

$$H_0 = V_x/(1 + A \cdot V_x^2) \cdot L \cdot N \quad (32)$$

worin L eine Radbasis und A ein Stabilitätsfaktor ist, der durch

$$A = \frac{-M(L_f \cdot K_f - L_r \cdot K_r)}{2 \cdot L^2 \cdot K_f \cdot K_r} \quad (33)$$

gegeben ist.

Es wird nun beschrieben, in welcher Weise der Hinterradlenkwinkel gesteuert wird, um die Sollgierrate $(d/dt)\Phi_r(t)$ zu realisieren, wie in Gleichung (31) ausgedrückt. Gleichung (31) kann modifiziert werden, um Gleichung (34) zu erhalten, die die differenzierten Werte $(d^2/dt^2)\Phi_r(t)$ der Sollgierrate angibt.

$$(d^2/dt^2)\Phi_r(t) = H_0 \cdot \Theta(t)/\tau_1 - (d/dt)\Phi_r(t)/\tau_1 \quad (34)$$

Wenn die erzeugte Gierrate, die aus dem Lenkwinkel $\Theta(t)$ und dem Hinterradlenkwinkel $\delta_r(t)$ resultiert, gleich der Sollgierrate ist, dann ist der differenzierte Wert $(d^2/dt^2)\Phi(t)$ der erzeugten Gierrate gleich dem differenzier-

ten Wert $(d^2/dt^2)\Phi_r(t)$ der Sollgierrate. Es sei angenommen, daß $(d/dt)\Phi_r(t) = \dot{\Phi}(t)$ und $(d^2/dt^2)\Phi_r(t) = (d^2/dt^2)\Phi(t)$ und daß die Quergeschwindigkeit $V_{yr}(t)$ gleich $V_{y\dot{r}}(t)$ ist, wenn $(d/dt)\Phi_r(t) = (d/dt)\Phi(t)$ und $(d^2/dt^2)\Phi_r(t) = (d^2/dt^2)\Phi(t)$. Wenn man diese Werte in die Gleichungen (59 und (6) einsetzt, ergibt sich

$$(d^2/dt^2)\Phi_r(t) = a_{11} \cdot (d/dt)\Phi_r(t) + a_{12} \cdot V_{yr}(t) + b_{r1} \cdot \Theta(t) + b_{r1} \cdot \delta_r(t) \quad (35)$$

$$(d/dt)V_{yr}(t) = a_{21} \cdot (d/dt)\Phi_r(t) + a_{22} \cdot V_{yr}(t) + b_{r2} \cdot \Theta(t) + b_{r2} \cdot \delta_r(t) \quad (36)$$

Aus den Gleichungen (35) und (36) ergibt sich der Sollwert des Hinterradlenkwinkels $\delta_r(t)$ als:

$$\delta_r(t) = \frac{(d^2/dt^2)\Phi_r(t) - a_{11} \cdot (d/dt)\Phi_r(t)}{b_{r1}} - \frac{a_{12} \cdot V_{yr}(t) + b_{r1} \cdot \Theta(t)}{b_{r1}} \quad (37)$$

Es ist daher möglich, die erzeugte Gierrate in Übereinstimmung mit der Sollgierrate zu bringen, ohne daß eine Neigung besteht, daß die Fahrzeugquergeschwindigkeit schwingt, ohne Rücksicht auf die Längsgeschwindigkeit V_x , indem der Hinterradlenkwinkel auf einen Sollwert gesteuert wird, der mit der Gleichung (37) berechnet wird. In der Praxis hat der Hinterradlenkwinkel jedoch einen oberen Grenzwert δ_{rmax} , und die erzeugte Gierrate kann nicht mit der Sollrate nur durch Hinterradlenkwinkelregelung in Übereinstimmung gebracht werden, wenn der Absolutwert $|\delta_r(t)|$ den oberen Grenzwert δ_{rmax} übersteigt, wenn die Berechnung mit der Gleichung (37) gemacht wird. In diesem Falle wird die Differenz $\Delta B_r(t)$ zwischen den linken und rechten Rädern zugeführten Bremskräften mit dem Hinterradlenkwinkel als festem oberen Grenzwert als δ_{rmax} gesteuert. Aus diesem Grunde können die Gleichungen (35) und (36) modifiziert werden, um die Bremskraftdifferenz $\Delta B_r(t)$ in Betracht zu ziehen, und zwar wie folgt:

Wenn $\delta_r(t) > \delta_{rmax}$, dann gilt

$$(d^2/dt^2)\Phi_r(t) = a_{11} \cdot (d/dt)\Phi_r(t) + a_{12} \cdot V_{yr}(t) + b_{r1} \cdot \Theta(t) + b_{r1} \cdot \delta_{rmax}(t) + b_{p1} \cdot \Delta B_r(t) \quad (38)$$

$$(d/dt)V_{yr}(t) = a_{21} \cdot (d/dt)\Phi_r(t) + a_{22} \cdot V_{yr}(t) + b_{r2} \cdot \Theta(t) + b_{r2} \cdot \delta_{rmax} \quad (39)$$

Wenn $\delta_r(t) > -\delta_{rmax}$, dann gilt

$$(d^2/dt^2)\Phi_r(t) = a_{11} \cdot (d/dt)\Phi_r(t) + a_{12} \cdot V_{yr}(t) + b_{r1} \cdot \Theta(t) - b_{r1} \cdot \delta_{rmax}(t) + b_{p1} \cdot \Delta B_r(t) \quad (40)$$

$$(d/dt)V_{yr}(t) = a_{21} \cdot (d/dt)\Phi_r(t) + a_{22} \cdot V_{yr}(t) + b_{r2} \cdot \Theta(t) - b_{r2} \cdot \delta_{rmax} \quad (41)$$

Die Bremskraftdifferenz ΔB_r , die erforderlich ist, um die erfolgte Gierrate in Übereinstimmung mit der Sollgierrate zu bringen, wird aus den folgenden Gleichungen (42) und (43) berechnet, die aus den Gleichungen (38) bis (41) abgeleitet werden:

Wenn $\delta_r(t) > \delta_{rmax}$, dann gilt

$$\Delta B_r(t) = \frac{(d^2/dt^2)\Phi_r(t) - a_{11} \cdot (d/dt)\Phi_r(t) - a_{12} \cdot V_{yr}(t)}{b_{p1}} + \frac{b_{r1} \cdot \Theta(t) - b_{r1} \cdot \delta_{rmax}}{b_{p1}} \quad (42)$$

Wenn $\delta_r(t) < -\delta_{rmax}$, dann gilt

$$\Delta B_r(t) = \frac{(d^2/dt^2)\Phi_r(t) - a_{11} \cdot (d/dt)\Phi_r(t) - a_{12} \cdot V_{yr}(t)}{b_{p1}} - \frac{b_{r1} \cdot \Theta(t) - b_{r1} \cdot \delta_{rmax}}{b_{p1}} \quad (43)$$

Die Bremskraftsteuereinheit von Fig. 1 erzeugt die Bremskraftdifferenz ΔB_r , die aus Gleichung (42) oder (43) berechnet wird, durch Steuern der Differenz zwischen den Drücken, die den linken und rechten Radbremszylindern zugeführt werden, auf einen Sollwert $\Delta P(t)$. Der Sollwert $\Delta P(t)$ wird aus der Gleichung (18) wie folgt abgeleitet:

$$\Delta P(t) = \Delta B_r(t)/K_p \quad (44)$$

Die Radbremszylinder-Solldrücke $P_{FL}(t)$ und $P_{FR}(t)$ werden auf der Grundlage der Solldruckdifferenz $\Delta P(t)$ aus Gleichung (35) und dem Hauptbremszylinderdruck $P_{MC}(t)$ berechnet. Diese Berechnungen werden wie folgt durchgeführt:

$$\begin{aligned} P_{FL}(t) &= P_{MC}(t) (\Delta P(t) \geq 0) \\ &= P_{MC}(t) + \Delta P(t) (\Delta P(t) < 0 \text{ and } P_{MC}(t) > -\Delta P(t)) \\ &= 0 (\Delta P(t) < 0 \text{ and } P_{MC}(t) \leq -\Delta P(t)) \end{aligned} \quad (45)$$

$$\begin{aligned} P_{FR}(t) &= P_{MC}(t) (\Delta P(t) < 0) \\ &= P_{MC}(t) - \Delta P(t) (\Delta P(t) \geq 0 \text{ and } P_{MC}(t) > \Delta P(t)) \end{aligned}$$

$$= 0(\Delta P(t) \geq 0 \text{ and } P_{MC}(t) \leq \Delta P(t)) \quad (46)$$

Fig 5A und 5B sind Flußdiagramme, die das Programm des Digitalrechners zeigen, wie es zur Berechnung der Sollwerte $P_{FL}(n)$ und $P_{FR}(n)$, der den Radbremszylindern 1FL und 1FR zugeführten FLuiddrücke verwendet wird. Das Rechnerprogramm wird am Punkt 202 in gleichmäßigen Zeitintervallen ΔT eingegeben. Am Punkt 204 im Programm werden die Fahrgeschwindigkeit $V_x(n)$, der Lenkwinkel $\Theta(n)$, der Hauptbremszylinder $P_{MC}(n)$, die Radbremszylinderdrücke $P_{FL}(n)$, $P_{FR}(n)$ und $P_{RR}(n)$ und die Fahrlängsbeschleunigung $g(n)$ in den Rechnerspeicher eingelesen. Am Punkt 206 wird die Lastverschiebungsgröße Δ_M aus der Gleichung (19) berechnet. Am Punkt 208 werden die Vorder- und Hinterradkurvenfahrkräfte K_f und K_r aus den Gleichungen (27) und (28) berechnet. Nach Abschluß dieser Berechnungen geht das Programm zum Punkt 210 über, wo die berechneten Kurvenfahrkräfte K_f und K_r dazu verwendet werden, die Koeffizienten a_{11} , a_{12} , a_{21} , a_{22} , b_{r1} , b_{r2} , b_{r1} und b_{r2} aus den Gleichungen (9) und (15) zu berechnen.

Am Punkt 212 wird die stetige Gierratenverstärkung H_0 aus Gleichung (32) auf der Grundlage der Fahrgeschwindigkeit V_x , des Stabilitätsfaktors A aus der Gleichung (33), der Radbasis L und dem Lenkgetriebeverhältnis N berechnet. Die berechnete stetige Gierratenverstärkung H_0 wird dazu verwendet, den differenzierten Wert $(d^2/dt^2)\Phi_r(n)$ der Sollgierrate aus Gleichung (34) zu berechnen. Die augenblickliche Sollgierrate $(d/dt)\Phi_r(n)$ wird aus Gleichung (31) berechnet.

Alternativ kann der differenzierte Wert $(d^2/dt^2)\Phi_r(n)$ der Sollgierrate, wie im Block 212, berechnet werden, wobei $(d/dt)\Phi_r(n)$ der augenblickliche Gierratenwert ist, der im augenblicklichen Ausführungszyklus dieses Programms berechnet wird und $(d/dt)\Phi_r(n-1)$ der letzte differenzierte Gierratenwert ist, der im letzten Ausführungszyklus des Programms berechnet wurde. Der berechnete Sollgierratenwert $(d/dt)\Phi_r(n)$ wird dazu verwendet, den letzten Sollgierratenwert, der im Rechnerspeicher gespeichert ist, zu aktualisieren.

Am Punkt 214 im Programm wird die Querbesehleunigung $(d/dt)V_{yr}(n)$ aus der Gleichung (36) berechnet. Die berechnete Querbesehleunigung $(d/dt)V_{yr}(n)$ wird integriert, um die Quergeschwindigkeit $V_{yr}(n)$ zu berechnen. Die berechnete Querbesehleunigung dient dazu, den letzten Querbesehleunigungswert, der im Rechnerspeicher gespeichert ist, zu aktualisieren. Ein Hinterradlenkwinkel-Sollwert $\delta_r(n)$, der die Gierbewegung auf ihren Sollwert nur durch Hinterradlenkregelung bringen kann, wird aus Gleichung (37) berechnet. Der berechnete Sollwert $\delta_r(n)$ wird ausgegeben, um das Steuerventil 30 zu veranlassen, die Hinterräder 1RR und 1RL auf den Winkel $\delta_r(n)$ zu bringen.

Am Punkt 216 im Programm wird ermittelt, ob der Absolutwert $|\delta_r(n)|$ des Hinterradsoll-Lenk winkels $\delta_r(n)$ kleiner als der maximal mögliche Wert δ_{rmax} ist. Wenn die Antwort auf diese Frage "ja" ist, dann bedeutet dies, daß keine Bremskraftregelung erforderlich ist, um die Gierbewegung auf ihren Sollwert zu bringen, und das Programm geht zum Punkt 218 über, wo die Radbremszylinderdruckdifferenz $\Delta P(n)$ auf Null gesetzt wird. Im Anschluß daran geht das Programm zum Punkt 228 über.

Wenn $|\delta_r(n)| \geq \delta_{rmax}$, dann geht das Programm von 216 zu einem weiteren Ermittlungsschritt beim Punkt 220 über. Dort wird ermittelt, ob der Hinterradsoll-Lenk winkel $\delta_r(n)$ größer als der maximal mögliche Wert δ_{rmax} ist. Wenn die Antwort auf diese Frage "ja" ist, dann bedeutet dies, daß der Lenkwinkel nach rechts gedreht ist und das Programm geht zum Punkt 222 über, wo der Hinterradsoll-Lenk winkel $\delta_r(n)$ auf δ_{rmax} gesetzt wird, und sodann zum Punkt 226. Wenn $\delta_r(n) \leq \delta_{rmax}$, dann bedeutet dies, daß das Lenkrad nach links gedreht ist, und das Programm geht vom Punkt 220 zum Punkt 224 über, wo der Hinterradsoll-Lenk winkel $\delta_r(n)$ auf $-\delta_{rmax}$ gesetzt wird und sodann zum Punkt 226. Beim Punkt 226 wird die Zylinderdruckdifferenz $\Delta P(n)$ aus den Gleichungen (42) bis (44) berechnet. Im Anschluß geht das Programm zum Punkt 228 über.

Bei 228 wird ermittelt, ob die berechnete Sollzylinderdruckdifferenz $\Delta P(n)$ Null oder positiv ist. Wenn $\Delta P(n) \geq 0$, geht das Programm zum Punkt 230 über, wo der Hauptbremszylinderdruck $P_{MC}(n)$ als der dem Radbremszylinder 1FL zuzuführende Bremsdruck $P_{FL}(n)$ eingestellt wird. Außerdem wird als der dem Radbremszylinder 1FR zuzuführende Druck $P_{FR}(n)$ der größere Wert von "0" und der Differenz $P_{MC}(n) - \Delta P(n)$ zugeführt. Im Anschluß daran geht das Programm zum Endpunkt 234 über. Wenn $\Delta P(n) < 0$, dann geht das Programm von 228 zu 232 über, wo der Hauptbremszylinderdruck $P_{MC}(n)$ als der dem Radbremszylinder 1FR zuzuführende Solldruck $P_{FR}(n)$ eingestellt wird. Außerdem wird als der dem Radbremszylinder 1FL zuzuführende Solldruck $P_{FL}(n)$ der größere der Werte von "0" und der Differenz $(P_{MC}(n) - \Delta P(n))$ zugeführt. Im Anschluß daran geht das Programm zum Endpunkt 234 über.

Fig. 6 ist ein Fluiddiagramm, das das Programm des Digitalrechners zeigt, das dazu verwendet wird, den Fluiddruck zu steuern, der dem Radbremszylinder 1FL zugeführt wird. Das Rechnerprogramm wird am Punkt 302 in gleichmäßigen Zeitintervallen Δ eingegeben. Bei 304 wird ermittelt, ob der Bremsschalter 13 ausgeschaltet ist. Wenn die Antwort auf diese Frage "ja" ist, bedeutet dies, daß die Bremse nicht betätigt ist, und das Programm geht zu 306 über, wo eine erste Variable T_p auf 1 gesetzt wird und dann zum Punkt 308, wo eine zweite Variable m auf 1 gesetzt wird. Die erste Variable T_p gibt das Zeitintervall an, während dem das später zu beschreibende Steuersignal aufrechterhalten wird, und die zweite Variable m gibt die Zeitintervalle an, zu denen ein Fehler zwischen dem herrschenden Bremszylinderdruck P_{FL} und dem Sollzylinderdruck P_{FL}^* überwacht wird. Nach Abschluß dieser Einstellungen geht das Programm zum Punkt 320 über.

Wenn der Bremsschalter 13 angeschaltet ist, bedeutet dies, daß die Bremsen angelegt sind, und das Programm geht vom Punkt 302 zum Punkt 310 über. Hier wird ermittelt, ob der Sollbremszylinderdruck P_{FL}^* der im Programm von Fig. 8 berechnet wurde, gleich dem Hauptbremszylinderdruck P_{MC} ist. Wenn die Antwort auf diese Frage "ja" ist, geht das Programm nach 306 über. Ansonsten geht das Programm zum Punkt 312.

Bei 312 wird im Programm ermittelt, ob die zweite Variable m größer als Null ist. Wenn die Antwort auf diese Frage "ja" ist, geht das Programm nach 320 über. Ansonsten geht das Programm zum Punkt 314, wo ein Fehler $P_{err} (= P_{FL}^* - P_{FL})$ zwischen dem herrschenden und dem Sollwert des dem Radbremszylinder 1FL zugeführten Drucks ermittelt wird, und dann zum Punkt 316, wo die erste Variable T_p wie folgt berechnet wird:

$$Tp = \text{INT}(\text{Perr}/Po)$$

wobei Po ein Bezugswert ist, der einen zulässigen Bereich angibt, und INT bedeutet, daß bis zur nächsten ganzen Zahl zu runden ist. Am Punkt 318 im Programm wird die zweite Variable m auf einen vorbestimmten Wert mo gesetzt. Nach Abschluß dieser Einstellung geht das Programm zum Punkt 320 über. Am Punkt 320 wird ermittelt, ob die erste Variable Tp positiv, negativ oder Null ist. Wenn die erste Variable Tp positiv ist, geht das Programm nach 322 über, wo ein Befehl erzeugt wird, ein Steuersignal CSFL mit einem ersten Wert $VS1$ abzugeben, das den Konstantstromkreis veranlaßt, das Magnetventil 3FL in der ersten Stellung zu halten, in der der Fluidruck zum Radbremszylinder 1FL vergrößert wird, und geht dann nach 326 über, wo von der ersten Variablen Tp die Größe 1 abgezogen wird. Der neue Wert ($Tp-1$) der ersten Variablen wird dazu verwendet, den zuletzt gespeicherten Wert der ersten Variablen im Rechnerspeicher zu aktualisieren. Im Anschluß daran geht das Programm zum Punkt 332 über.

Wenn die erste Variable Tp gleich Null ist, geht das Programm von 320 zu 326 über, wo ein Befehl erzeugt wird, um ein Steuersignal CSFL mit einem zweiten Wert $VS2$ abzugeben, das den Konstantstromkreis veranlaßt, das Magnetventil 3FL in die zweite Stellung zu bringen, mit der der Fluidruck im Radbremszylinder 1FL konstantgehalten wird. Im Anschluß daran geht das Programm nach 332 über.

Wenn die erste Variable Tp negativ ist, geht das Programm nach 328 über, wo ein Befehl erzeugt wird, um ein Steuersignal CSFL mit einem dritten Wert $VS3$ abzugeben, das verursacht, daß die Konstantstromschaltung das Magnetventil 3FL in die dritte Stellung bringt, in der der Fluidruck im Radbremszylinder 1FL vermindert wird. Dann geht das Programm nach 330, wo die Größe 1 zur ersten Variablen Tp addiert wird. Der neue Wert ($Tp+1$) wird dazu verwendet, den zuletzt im Rechnerspeicher gespeicherten Wert der ersten Variable zu aktualisieren. Im Anschluß daran geht das Programm nach 332.

Bei 332 wird die Größe 1 von der zweiten Variablen m subtrahiert. Der neue Wert ($m-1$) der zweiten Variablen wird dazu verwendet, den zuletzt im Rechnerspeicher gespeicherten Wert der zweiten Variablen zu aktualisieren. Im Anschluß daran geht das Programm zum Endpunkt 334.

Ein vergleichbares Programm wird separat und in gleichmäßigen Intervallen der Zeitgröße Δt ausgeführt, um den dem Radbremszylinder 1FR zugeführten Fluidruck einzustellen.

Wenn das Fahrzeug ohne Bremsbetätigung fährt, ist der Bremsschalter 13 ausgeschaltet und die erste Variable Tp auf 1 gesetzt. Als Folge davon hat das Steuersignal CSFL einen ersten Wert $VS1$, der das Magnetventil 3FL in der ersten oder normalen Stellung hält, die eine Verbindung zwischen dem Hauptbremszylinder 5 und dem Radbremszylinder 1FL einrichtet, während das Steuersignal CSFR einen ersten Wert $VS1$ hat, der bewirkt, daß das Magnetventil 3FR in der ersten oder normalen Stellung gehalten wird, die eine Verbindung zwischen dem Hauptbremszylinder 5 und dem Radbremszylinder 1FR einrichtet. Da der Hauptbremszylinderdruck, der vom Hauptbremszylinder 5 abgegeben wird, bei fehlender Bremsbetätigung Null ist, sind die Drücke in den Radbremszylindern 1FL und 1FR ebenfalls Null, so daß keine Bremskraft erzeugt wird.

Wenn das Bremspedal 4 betätigt wird, erfolgt eine Ermittlung, ob die Sollradbremszylinderdrücke P^*_{FL} und P^*_{FR} , die im Programm der Fig. 5A und 5B berechnet werden, gleich dem vom Hauptbremszylinder 5 abgegebenen Hauptbremszylinderdruck P_{MC} sind. Diese Ermittlung entspricht der Prüfung, ob das Fahrzeug sich auf geradem Kurs oder in einem Kreis bewegt. Wenn sich das Fahrzeug auf geradlinigem Kurs bewegt, werden die Sollbremszylinderdrücke $P^*_{FL(n)}$ und P^*_{FR} auf einen Wert gesetzt, der gleich dem Hauptbremszylinderdruck P_{MC} ist, wie in Verbindung mit dem Programm der Fig. 5A und 5B beschrieben, und das Steuersignal CSFL hat einen ersten Wert $VS1$, der das Magnetventil 3FL in der ersten oder normalen Stellung hält, die eine Verbindung zwischen dem Hauptbremszylinder 5 und dem Radbremszylinder 1FL herstellt, während das Steuersignal CSFR einen ersten Wert $VS1$ hat, der das Magnetventil 3FR in der ersten oder normalen Stellung hält, die eine Verbindung zwischen dem Hauptbremszylinder 5 und dem Radbremszylinder 1FR einrichtet. Als Folge steigen die Drücke in den Radbremszylindern auf einen Wert gleich dem des Hauptbremszylinders P_{MC} . Aus diesem Grunde werden in den beiden Radbremszylindern 1FL und 1FR im wesentlichen gleiche Bremskräfte erzeugt.

Wenn das Bremspedal 4 getreten wird, während das Fahrzeug in einem Kreis fährt, oder wenn das Fahrzeug bei getretenem Bremspedal 4 dreht, wird der Sollbremszylinderdruck P^*_{FL} (oder P^*_{FR}) auf einen Wert gesetzt, der gleich dem Hauptbremszylinderdruck P_{PM} abzüglich der Solldruckdifferenz ΔP ist, wie in Verbindung mit dem Programm der Fig. 5A und 5B beschrieben. Da die zweite Variable m am Punkt 332 während der Ausführung des letzten Zyklus des Programms von Fig. 6 auf Null gesetzt ist, wird ein Fehler $Perr$ zwischen dem herrschenden Bremszylinderdruck P_{FL} (oder P_{FR}), wie vom Bremsdrucksensor 14FL (oder 14FR) ermittelt und dem Sollbremszylinderdruck P^*_{FL} (oder P^*_{FR}) am Punkt 14 im Programm von Fig. 6 berechnet, und die erste Variable Tp wird auf einen Wert $\text{INT}(Perr/Po)$ am Punkt 16 im Programm von Fig. 6 gesetzt, und die zweite Variable m wird am Punkt 318 im Programm von Fig. 6 auf einen Neubestimmten Wert mo gesetzt.

Wenn der herrschende Bremszylinderdruck P_{FL} (oder P_{FR}) kleiner als der Solldruckzylinder P^*_{FL} (oder P^*_{FR}) ist, dann ist die erste Variable Tp positiv. Daher hat das Steuersignal CSFL einen ersten Wert $VS1$, der das Magnetventil 3FL in der ersten oder normalen Stellung hält, die eine Verbindung zwischen dem Hauptbremszylinder 5 und dem Radbremszylinder 1FL herstellt, während das Steuersignal CSFR einen ersten Wert $VS1$ hat, der das Magnetventil 3FR in der ersten oder normalen Stellung hält, die eine Verbindung zwischen dem Hauptbremszylinder 5 und dem Radbremszylinder 1FR einrichtet. Dieser Drucksteigerungsmodus hält solange an, bis die erste Variable Tp am Punkt 324 im Programm von Fig. 6 auf Null vermindert wird.

Wenn die erste Variable Tp Null erreicht, hat das Steuersignal CSFL (oder CSFR) einen zweiten Wert $VS2$, der bewirkt, daß das Magnetventil 3FL (oder 3FR) sich in die zweite Stellung bewegt, in der die Verbindung zwischen dem Hauptbremszylinder 5 und dem Radbremszylinder 1FL (oder 1FR) unterbrochen ist, um den Fluidruck P_{FL} (oder P_{FR}) im Radbremszylinder 1FL (oder 1FR) auf einem konstanten Wert zu halten. Dieser Druckaufrechterhaltungsmodus hält solange an, bis die zweite Variable m am Punkt 334 im Programm von Fig. 6

auf Null reduziert ist.

Wenn die zweite Variable m Null erreicht, wird ein Fehler $Perr$ zwischen dem herrschenden Bremszylinderdruck P_{FL} (oder P_{FR}), der vom Drucksensor 14FL (oder 14FR) ermittelt wird, und dem Sollradbremszylinderdruck P^*_{FL} (oder P^*_{FR}) beim Punkt 314 im Programm von Fig. 6 berechnet, und die erste Variable Tp wird auf einen Wert INT ($Perr/Po$) am Punkt 316 im Programm von Fig. 6 gesetzt, und die zweite Variable m wird am Punkt 318 im Programm auf einen vorbestimmten Wert m_0 gesetzt. Wenn der Fehler $Perr$ auf einen Wert abnimmt, der kleiner als die Hälfte des Bezugsdrucks Po ist, wird die erste Variable Tp auf Null gesetzt, und somit wird der Druckhalte-Modus ausgewählt, so daß der Radbremszylinderdruck P_{FL} (oder P_{FR}) auf dem Sollradbremszylinderdruck P^*_{FL} (oder P^*_{FR}) gehalten wird. Wenn der Radbremszylinderdruck P_{FL} (oder P_{FR}) im Radbremszylinder 1FL oder 1FR größer als der Sollwert P^*_{FL} (oder P^*_{FR}) ist, dann ist der Fehler $Perr$ negativ und daher die erste Variable Tp negativ. Als Folge hat das Steuersignal $CSFL$ (oder $CSFR$) einen dritten Wert $VS3$, der bewirkt, daß sich das Magnetventil 3FL (oder 3FR) in die dritte Stellung bewegt, in der eine Verbindung des Radbremszylinders 1FL oder 1FR mit dem Hauptbremszylinder 5 über die Pumpe 7 eingerichtet ist, um den Radbremszylinderdruck P_{FL} (oder P_{FR}) zu vermindern. Dieser Druckverminderungs-Modus hält solange, bis die erste Variable tp auf Null vermindert ist.

Auf diese Weise können die Drücke P_{FL} und P_{FR} in den Radbremszylindern 1FL und 1FR auf die betreffenden Sollwerte P^*_{FL} und P^*_{FR} eingestellt werden.

Die Hinterradlenksteuerung und die Bremskraftdifferenzsteuerung werden dazu verwendet, die Gierrate $(d/dt)\Phi$ auf ihren Sollwert $(d/dt)\Phi_r$ zu steuern, wenn der Lenkwinkel Θ sich stufenweise ändert, wie in Fig. 7 gezeigt. Die Bremskraftdifferenzsteuerung wird nur im Zeitintervall zwischen den Zeitpunkten t_2 und t_3 ausgeführt, wo die Sollgierrate allein durch Hinterradlenksteuerung nicht erreicht werden kann. Fig. 8 bezieht sich auf eine übliche Fahrdynamiksteuervorrichtung, bei der die Bremskraftdifferenzsteuerung nach dem Zeitpunkt t_1 zu welchem die Hinterradlenksteuerung beginnt, kontinuierlich fortgeführt wird.

Obgleich die Erfindung in Verbindung mit einer Hinterradlenksteuerung beschrieben worden ist, sei doch angemerkt, daß Vorderrad- und/oder Hinterradlenksteuerung dazu verwendet werden, die Gierrate zu beeinflussen. Außerdem kann die erfindungsgemäße Fahrdynamiksteuervorrichtung so eingerichtet werden, daß sie eine Differenz zwischen der dem linken Hinterrad zugeführten Bremskraft und der dem rechten Hinterrad zugeführten Bremskraft einrichten kann, um die Quergeschwindigkeit des Fahrzeugs zu beeinflussen. Obgleich der Fahrgeschwindigkeitssensor dazu verwendet wird, die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit zu ermitteln, sei doch angemerkt, daß diese auch auf der Grundlage der Raddrehzahlen und der Fahrzeuglängsbeschleunigung berechnet werden kann.

Obgleich der Absolutwert $|\delta_r(n)|$ des Hinterradsoll-Lenkwinkels $\delta_r(n)$ mit einem maximal möglichen Wert δ_{rmax} verglichen wird, um das Ausmaß der Bremskraftdifferenzsteuerung zu bestimmen, sei doch angemerkt, daß der genannte Absolutwert mit einem geeigneten vorbestimmten Wert verglichen werden kann, der kleiner als der maximal mögliche Wert ist. Außerdem kann das erforderliche Ausmaß der Bremskraftdifferenzsteuerung durch einen Vergleich des Absolutwertes des augenblicklichen Hinterradlenkwinkels δ_r , der vom Hinterradlenkwinkelsensor 31 ermittelt wird, mit einem vorbestimmten Wert ermittelt werden. Die Steuereinheit kann außerdem dazu eingerichtet sein, den vorbestimmten Wert in Übereinstimmung mit der zeitlichen Änderung des Lenksteuersystems einschließlich des Hinterradlenksteuerzylinders 22 zu korrigieren.

Patentansprüche

1. Fahrdynamik-Steuervorrichtung zur Verwendung in einem Kraftfahrzeug, das zwei Vorder- und zwei Hinterräder aufweist, enthaltend:

eine erste Steuereinheit zur Beeinflussung eines Lenkwinkels von einem der Radpaare;

eine zweite Steuereinheit zum Steuern der den linken und rechten Rädern von wenigstens einem der Radpaare zugeführten Bremskräfte;

Sensoreinrichtungen, die Betriebszustände des Fahrzeugs erfassen, um diesen entsprechende Sensorsignale abzugeben; und

eine dritte Steuereinheit, die mit den Sensoreinrichtungen verbunden ist, zum Berechnen eines Sollwertes für einen Dynamikparameter, der sich auf eine Bewegung des Fahrzeugs bezieht, auf der Grundlage der ermittelten Fahrzeugbetriebszustände, enthaltend eine erste Einrichtung zum Berechnen eines Sollwertes für den Lenkwinkel des einen Radpaares, eine zweite Einrichtung zum Steuern des Lenkwinkels des einen Radpaares auf den Soll-Lenkwinkelwert, um den Dynamikparameter auf den Soll-Dynamikparameterwert zu bringen, eine dritte Einrichtung zum Berechnen eines Absolutwertes des berechneten Sollwertwinkels, eine vierte Einrichtung zum Vergleichen des berechneten Absolutwertes mit einem vorbestimmten Wert, und eine fünfte Einrichtung zum Steuern der zweiten Steuereinheit, um eine Differenz zwischen den den linken und rechten Rädern des einen Radpaares zugeführten Bremskräfte zu erzeugen, um den Dynamikparameter auf einen Sollwert nur dann zu bringen, wenn der berechnete Absolutwert den vorbestimmten Wert übersteigt.

2. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, bei der der Dynamikparameter eine Fahrzeuggierrate ist.

3. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, bei der die Sensoreinrichtung enthält: einen ersten Sensor, der auf die Lenkradstellung anspricht, um ein Signal abzugeben, das für den ermittelten Lenkradzustand kennzeichnend ist, einen zweiten Sensor, der auf eine Fahrzeuglängsgeschwindigkeit anspricht, um ein entsprechendes Längsgeschwindigkeitssignal abzugeben, und einen dritten Sensor, der auf eine Fahrzeuglängsbeschleunigung anspricht, um ein diese repräsentierendes Signal abzugeben.

4. Steuervorrichtung nach Anspruch 3, bei der die dritte Steuereinheit enthält: eine Einrichtung zum Berechnen des Dynamikparametersollwertes aus einem Fahrzeugmodell, das den Dynamikparametersoll-

wert als eine Funktion des ermittelten Lenkzustandes, der ermittelten Längsgeschwindigkeit und der ermittelten Längsbeschleunigung angibt und das aus einer Gierbewegungsgleichung und einer Querbewegungsgleichung des Fahrzeugs abgeleitet ist.

5. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, bei der die fünfte Einrichtung enthält: eine Einrichtung zum Berechnen eines Bremskraft-Solldifferenzwertes und eine Einrichtung zum Steuern der zweiten Steuereinheit derart, daß die Bremskraftdifferenz auf den berechneten Differenz-Sollwert gebracht wird.

6. Fahrdynamik-Steuervorrichtung zur Verwendung in einem Kraftfahrzeug, das zwei Vorderräder und zwei Hinterräder aufweist, enthaltend:

eine erste Steuereinheit zum Steuern eines Lenkwinkels von einem der Radpaare;

eine zweite Steuereinheit zur Steuerung der den linken und rechten Rädern von wenigstens einem der Radpaare zugeführten Bremskräfte;

eine Sensoreinrichtung, die auf Betriebszustände des Fahrzeugs anspricht, um diesen entsprechende Sensordaten abzugeben; und

eine dritte Steuereinheit, die mit der Sensoreinrichtung verbunden ist, um einen Sollwert für einen Dynamikparameter zu berechnen, der sich auf eine Bewegung des Fahrzeugs bezieht, auf der Grundlage der ermittelten Fahrzeugbetriebszustände, wobei die dritte Steuereinheit enthält: eine erste Einrichtung zum Ermitteln eines aktuellen Wertes des Lenkwinkels des genannten einen Radpaares, eine zweite Einrichtung zum Steuern des Lenkwinkels des einen Radpaares auf den Solllenkwinkelwert, um den Dynamikparameter auf den Dynamikparameter-Sollwert zu bringen, eine dritte Einrichtung zum Berechnen eines Absolutwertes des ermittelten herrschenden Lenkwinkelwertes, eine vierte Einrichtung zum Vergleichen des berechneten Absolutwertes mit einem vorbestimmten Wert, und eine fünfte Einrichtung zum Steuern der zweiten Steuereinheit, um eine Differenz zwischen den den linken und rechten Rädern des genannten einen Radpaares zugeführten Bremskräfte zu erzeugen, um den Dynamikparameter auf den Dynamikparameter-Sollwert nur dann zu bringen, wenn der berechnete Absolutwert den vorbestimmten Wert übersteigt.

7. Vorrichtung nach Anspruch 6, bei der der Dynamikparameter eine Fahrzeuggierrate ist.

8. Vorrichtung nach Anspruch 6, bei der die Sensoreinrichtung enthält: einen ersten Sensor, der auf eine Lenkradeinstellung anspricht, um ein Signal über den ermittelten Lenkzustand abzugeben, einen zweiten Sensor, der auf die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit anspricht, um ein entsprechendes Signal abzugeben, und einen dritten Sensor, der auf eine Fahrzeuglängsbeschleunigung anspricht, um ein diese repräsentierendes Signal abzugeben.

9. Vorrichtung nach Anspruch 8, bei der die dritte Steuereinheit enthält: eine Einrichtung zum Berechnen des Dynamikparametersollwertes aus einem Fahrzeugmodell, das den Dynamikparametersollwert als eine Funktion des ermittelten Fahrzeuglenkzustandes, der ermittelten Längsgeschwindigkeit und der ermittelten Längsbeschleunigung angibt, wobei das Fahrzeugmodell aus einer Gierbewegungsgleichung und einer Querbewegungsgleichung des Fahrzeugs abgeleitet ist.

10. Vorrichtung nach Anspruch 6, bei der die fünfte Einrichtung enthält: eine Einrichtung zum Berechnen eines Bremskraft-Solldifferenzwertes und eine Einrichtung zum Steuern der zweiten Steuereinheit derart, daß die Bremskraftdifferenz auf den berechneten Sollwert gebracht wird.

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

FILE

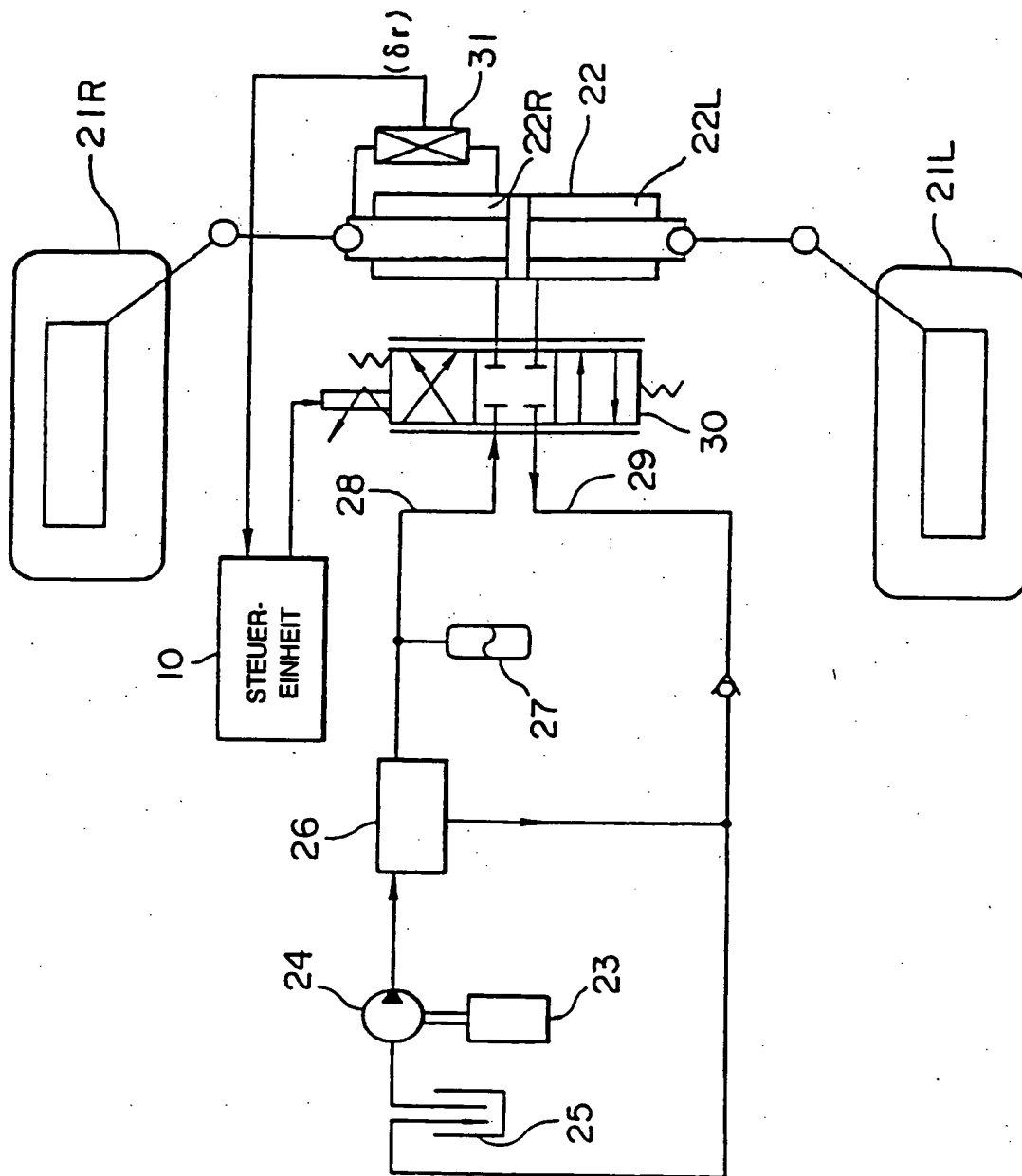


FIG. 3

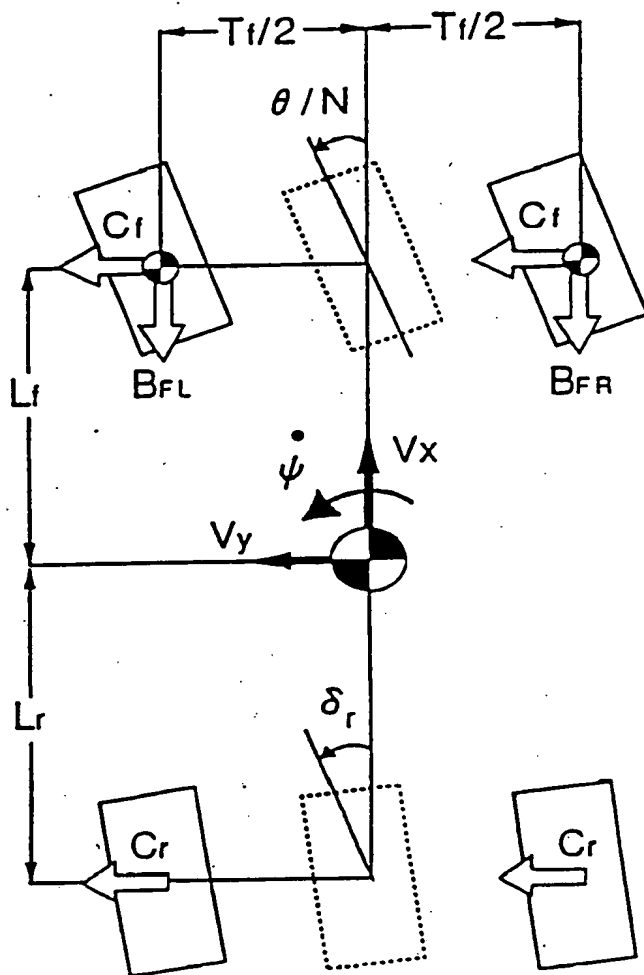


FIG. 4

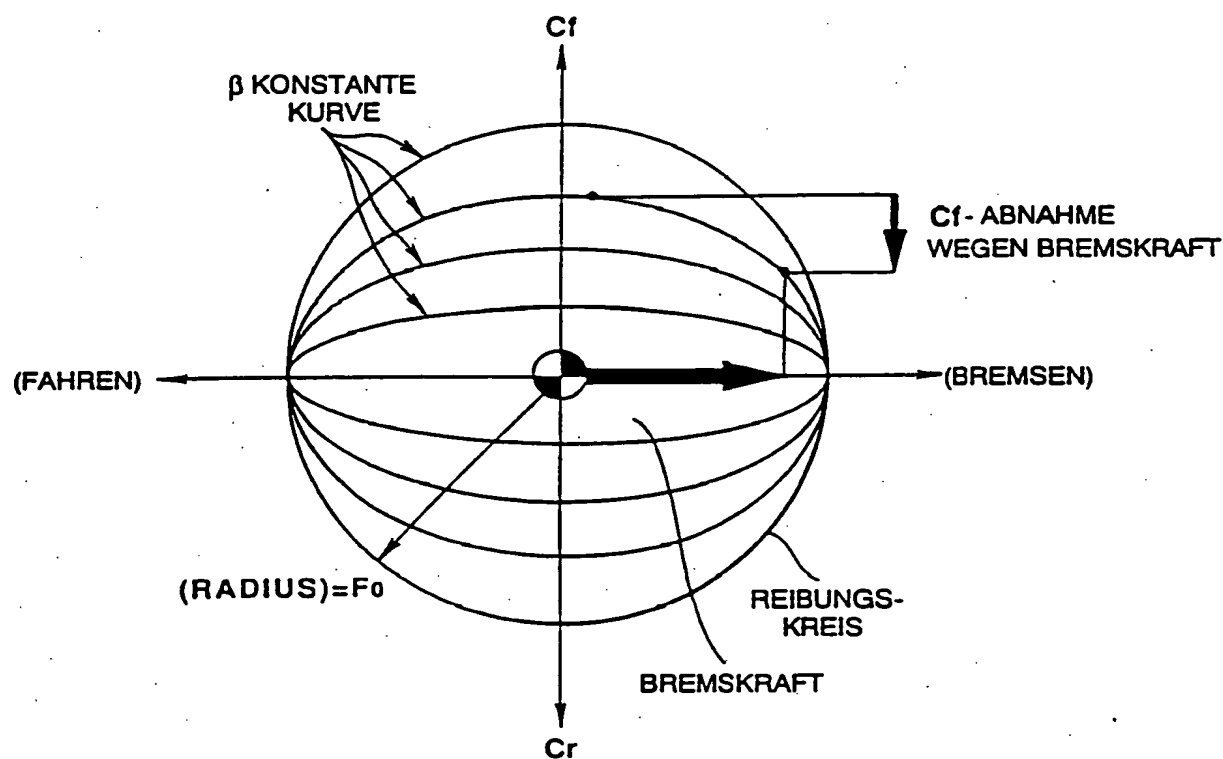


FIG. 5A

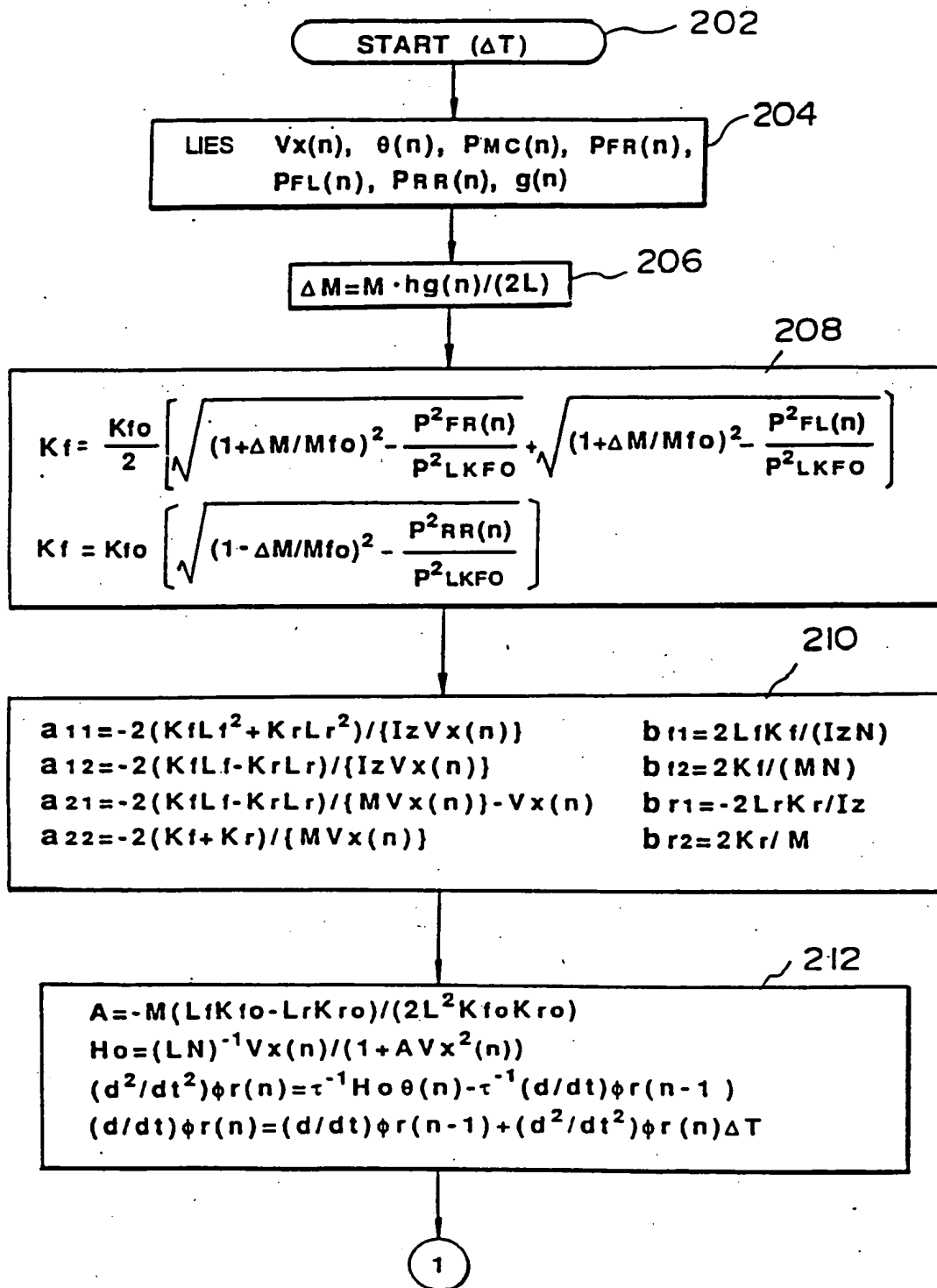


FIG. 5B

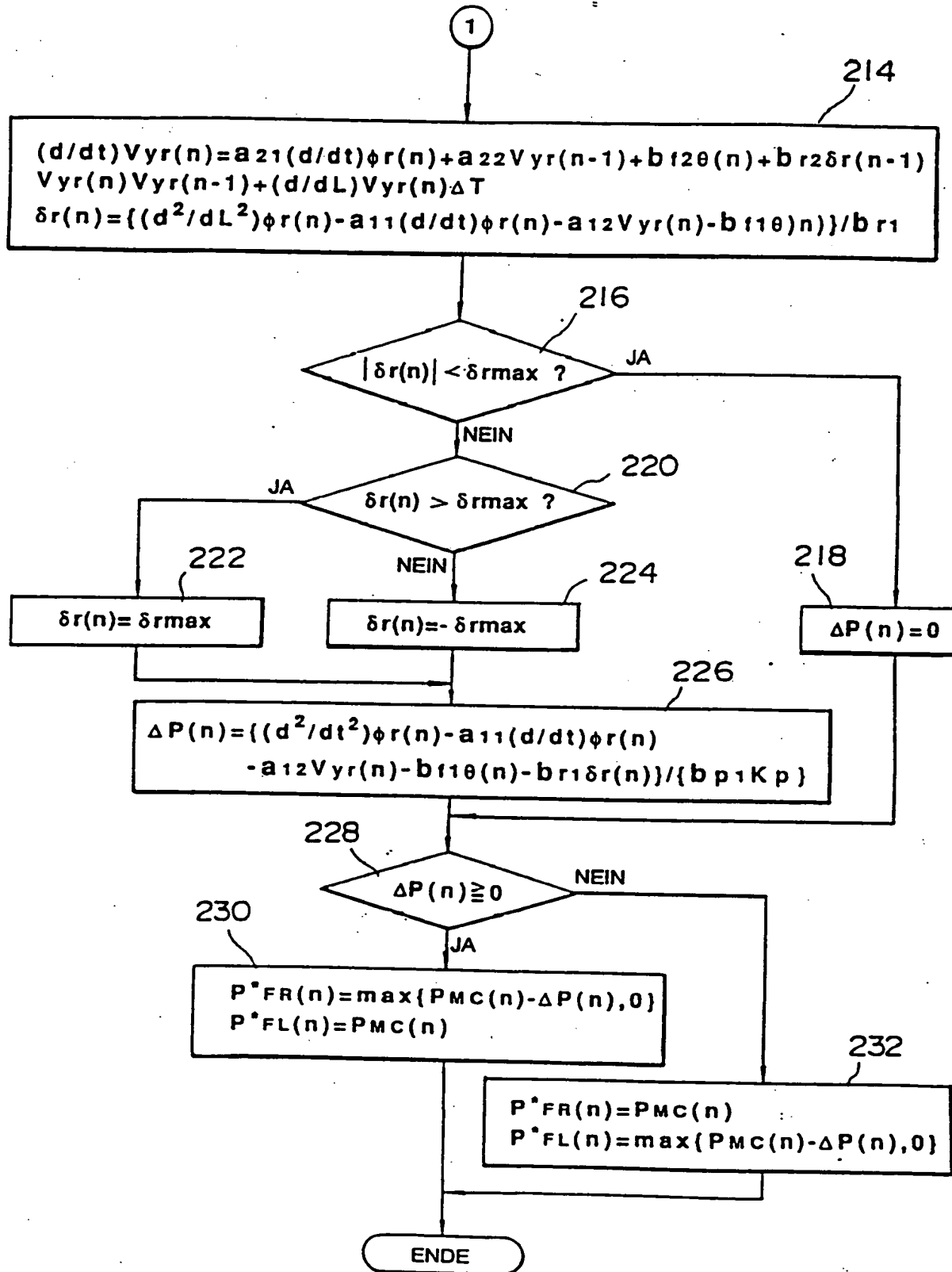


FIG. 6

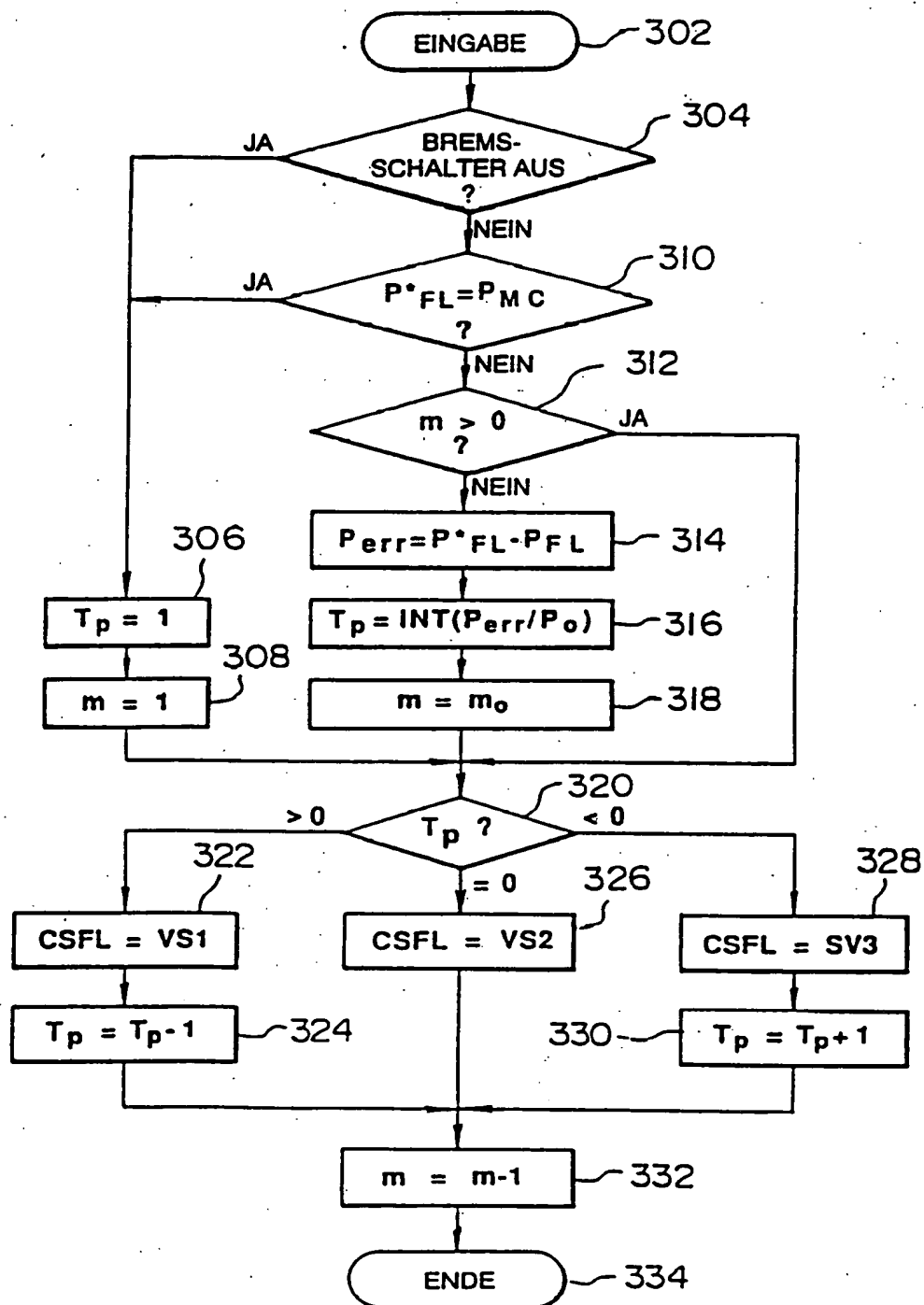


FIG. 7

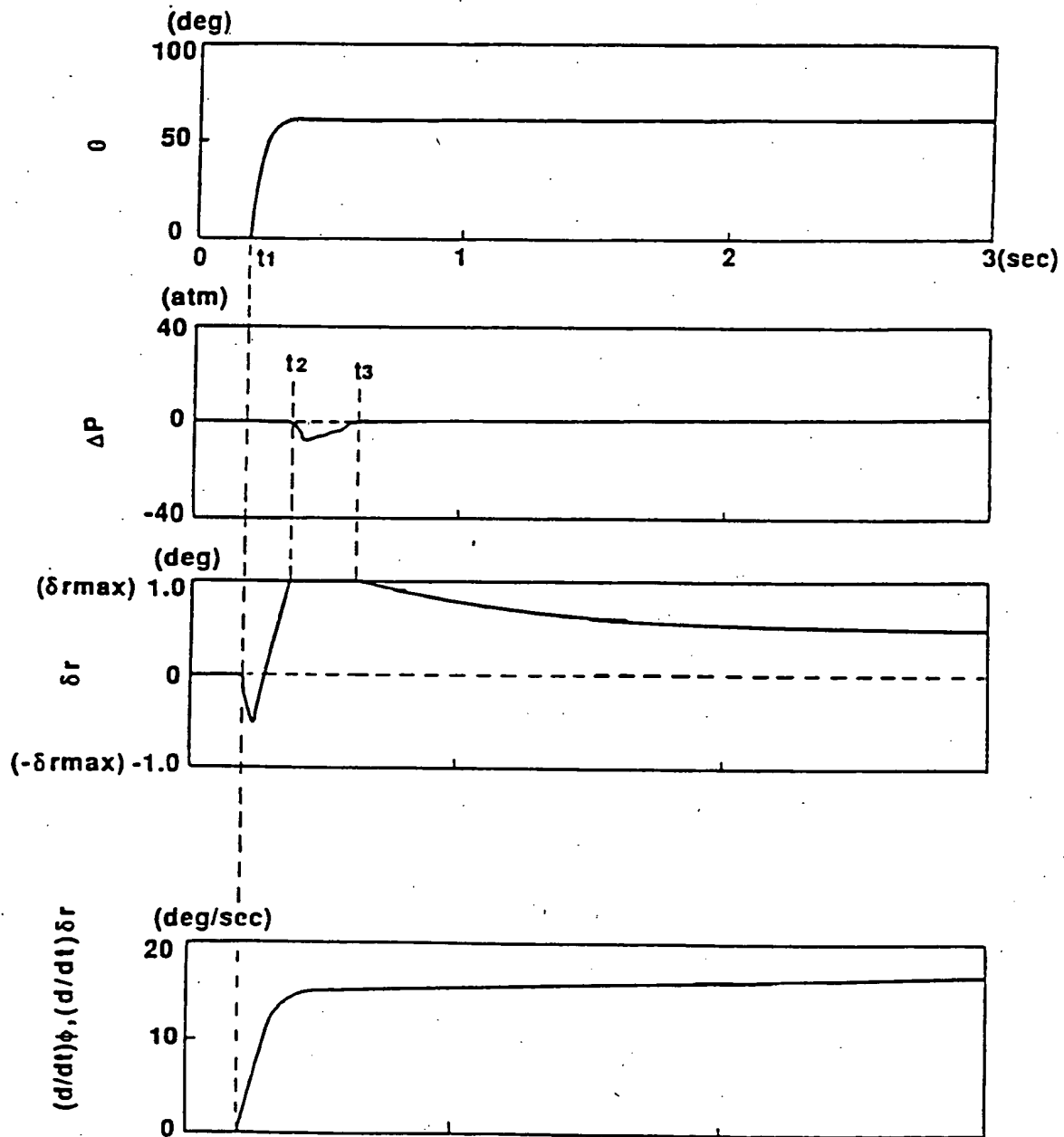


FIG.1

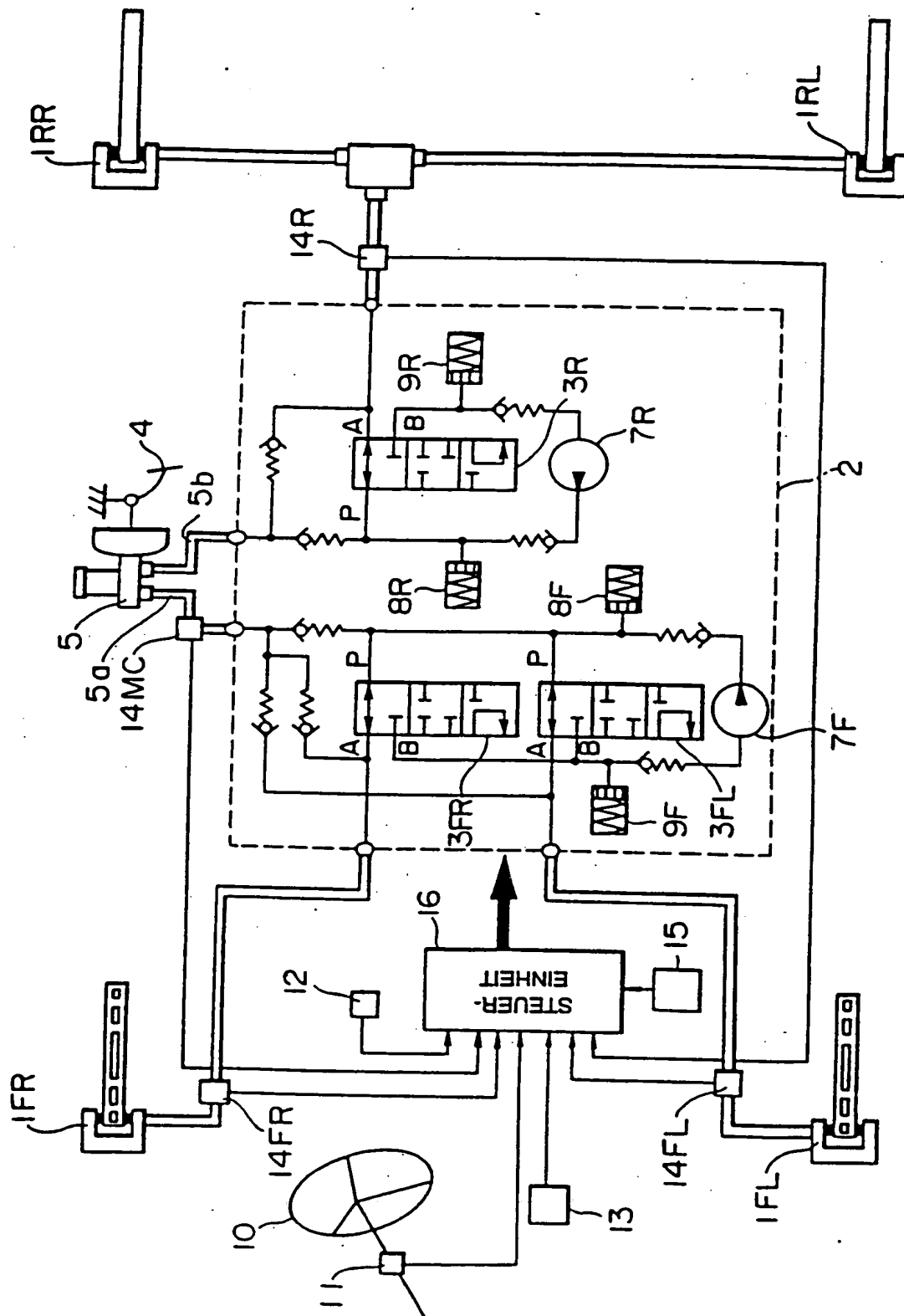


FIG. 8

